



TUGAS AKHIR TF 141581

**OPTIMISASI PADA *DESIGN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN *TWISTED TAPE***

AGIL DISWANTORO

NRP. 02311140000097

Dosen Pembimbing

Ir. Matradji, M.Sc.

NIPN. 19560720 198503 1 003

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Surabaya 2018





*FINAL PROJECT – TF 141581*

***OPTIMIZATION DESIGN HEAT  
EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE  
WITH TWISTED TAPE***

AGIL DISWANTORO

NRP. 02311140000100

*Supervisor*

Ir. Matradji ,M.Sc.

NIPN. 19560720 198503 1 003

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS*

*Faculty of Industrial Technology*

*Institut Teknologi Sepuluh Nopember*

*Surabaya2018*



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Agil Diswantoro

NRP : 02311140000097

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul Optimisasi Pada *Design Heat Exchanger Tipe Shell And Tube* Menggunakan *Twisted Tape* adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, Juli 2018

Yang membuat pernyataan,

Agil Diswantoro



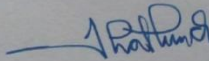
**LEMBAR PENGESAHAN**  
**OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER***  
**MENGUNAKAN *LOW-FINNED TUBE* PADA**  
***REFINERY UNIT***

**TUGAS AKHIR**

Oleh :  
Agil Diswantoro  
NRP : 0231114000097

Surabaya, 08 Juni 2018  
Mengetahui

Dosen Pembimbing



Ir. Matradji, M.Sc.  
NIPN. 19560720 198503 1 003

Mengetujui,  
Kepala Departemen Teknik Fisika FTI-ITS

  
Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.  
NIPN. 19780907 200312 1 002





## LEMBAR PENGESAHAN

### OTIMISASI PADA *DESIGN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE MENGGUNAKAN TWISTED TAPE*

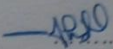


#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Agil Diswanto  
NRP. 0231114000097

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Matradji, M.Sc.  ..... (Pembimbing 1)
2. Totok Ruki Biyanto, Ph.D.  ..... (Ketua Penguji)
3. Hendra Cordova, S.T., M.T.  ..... (Penguji 1)

SURABAYA  
JULI, 2018



## **OTIMISASI PADA *DESIGN HEAT EXCHANGER* TIPE *SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN *TWISTED TAPE***

**Nama Mahasiswa** : Agil Diswantoro  
**NRP** : 02311140000097  
**Program Studi** : S1 Teknik Fisika  
**Jurusan** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Matradji,M.sc.

### **Abstrak**

*Heat exchanger* yang umum terdapat pada *crude preheat train* adalah jenis *shell and tube*. Performansi dari *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan mengubah arah aliran fluida di sisi *shell* dengan menggunakan *baffle*. Untuk melihat performansi *heat exchanger*, dapat diketahui dengan besarnya nilai *overall heat transfer coefficient*. Salah satu cara adalah dengan menggunakan berbagai tipe *tube*. Salah satu tipe *tube* yang digunakan adalah *low-finned tube*. *Low-finned tube* merupakan tipe *tube* dimana terdapat *fin* yang berfungsi sebagai alat penukar panas yang lebih efektif. Dari hasil optimisasi dengan menggunakan *twisted tape* yang telah dilakukan didapatkan hasil *overall heat transfer coefficient* yang lebih optimal.

**Kata kunci** : *Heat exchanger, low-finned tube, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop, twisted tape*



## **OTIMISASI DESIGN HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE WITH TWISTED TAPE**

**Student Name** : Agil Diswantoro  
**NRP** : 0231114000097  
**Departement** : EGINEERING PHYSICS  
**Supervisor** : Matradji,M.sc.

### ***Abstract***

*Heat exchangers are commonly found in the crude preheat train is a type of shell and tube. Performance of shell and tube heat exchanger can be seen from the overall heat transfer coefficient generated from the heat exchanger itself. To increase the value of overall heat transfer coefficient is done by changing the direction of fluid flow on the shell side by using baffle. To see the performance of heat exchanger, can be known by the amount of overall heat transfer coefficient. One way is to use different types of tubes. One type of tube used is a low-finned tube. Low-finned tube is a tube type where there is a fin that serves as a more effective heat exchanger. From the results of optimization by using twisted tape that has been done obtained the overall heat transfer coefficient is more optimal.*

**Key word** : Heat exchanger, low-finned tube, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop, twisted tape



## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat, hidayah dan kasih sayang-Nya serta shalawat dan salam atas Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir dengan judul

### ***“OTIMISASI PADA DESIGN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE MENGGUNAKAN TWISTED TAPE”***

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Orangtua saya yang telah memberikan dorongan secara moral maupun materil.
2. Bapak Matradji, MSc. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
3. Bapak Agus M. Hatta, S.T., M.Si., Ph.D. selaku ketua Departemen Teknik Fisika-ITS.
4. Ibu Dr. Ing. Doty Dewi Risanti, ST, MT selaku dosen wali dengan sabar memotivasi dan membimbing saya selama kuliah di Departemen Teknik Fisika FTI-ITS.
5. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar dan karyawan di Departemen Teknik Fisika - ITS.
6. Teman-teman Departemen Teknik Fisika – ITS dan teman-teman seperjuangan TA yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya, 05 Juni 2018

Penulis





## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI.....</b>	<b>v</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN.....</b>	<b>ix</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>x</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>xi</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xv</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xvii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xix</b>
<b>BAB I. PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	4
1.5 Sistematika Laporan.....	4
<b>BAB II. DASAR TEORI.....</b>	<b>7</b>
2.1 <i>Heat Exchanger</i> .....	7
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	8
2.3 <i>Baffles Type</i> .....	12
2.4 <i>Tube Bundle Type</i> .....	12
2.5 <i>Buffle</i> .....	14
2.6 Persamaan Perpindahan Panas untuk <i>Heat Exchanger</i> ..	15
2.7 <i>Genetic Algorithm</i> .....	16
<b>BAB III. METODE PENELITIAN.....</b>	<b>19</b>

3.1	Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i> .....	21
3.2	Penentuan Fungsi Objektif .....	22
3.3	Pemodelan Desain <i>Heat Exchanger</i> pada sisi <i>tube</i> .....	32
3.4	<i>Genetic algorithm (GA)</i> untuk Optimisasi Desain <i>Heat Exchanger shell and Tube</i> Menggunakan Teknologi <i>Twisted Tape</i> .....	36
<b>BAB IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN.....</b>		<b>41</b>
4.1	Pemodelan <i>Shell And Tube Heat Exchanger</i> .....	41
4.2	Analisis <i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Pressure Drop</i> .....	42
4.3	Analisis Sensitivitas.....	42
4.4	Optimisasi Desain <i>Heat Exchanger</i> .....	49
<b>BAB V. KESIMPULAN.....</b>		<b>67</b>
5.1	Kesimpulan .....	67
5.2	Saran .....	67
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>71</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	a) aliran <i>parallel-flow</i> ; b) <i>counter flow</i> c) <i>cross-flow</i> .....	7
Gambar 2.2	Skema <i>shell and tube heat exchanger</i> .....	9
Gambar 2.3	Komponen utama <i>shell and tube heat exchanger</i> .....	10
Gambar 2.4	Tipe <i>shell and tube heat exchanger</i> berdasarkan standar TEMA.....	11
Gambar 2.5	a) <i>heat exchanger</i> dengan <i>U-tubes</i> , b) <i>straight tubes</i> .....	13
Gambar 2.6	Susunan <i>tube layout</i> .....	14
Gambar 2.7	Bentuk <i>twisted tape</i> .....	15
Gambar 2.8	Proses <i>crossover</i> .....	17
Gambar 2.9	Proses Mutasi.....	18
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian.....	19
Gambar 3.2	<i>Typical layout of baffle spacing</i> (Thulukkanam, 2008).....	28
Gambar 3.3	<i>Tube-fin details</i> .....	31
Gambar 4.1	Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-03.....	44
Gambar 4.2	Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-04.....	45
Gambar 4.3	Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-05.....	46
Gambar 4.4	Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-06.....	47
Gambar 4.5	Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	50
Gambar 4.6	Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-04.....	51
Gambar 4.7	Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-05.....	53
Gambar 4.8	Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-06.....	55



## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	<i>Mass flow rate, specific heat</i> , temperatur masuk dan temperatur keluar untuk setiap <i>heat exchanger</i> .	18
Tabel 3.2	Vikositas, densitas, <i>thermal conductivity</i> dan <i>fouling resistance</i> untuk setiap <i>heat exchanger</i> .....	19
Tabel 3.3	Nilai koefisien $a_1, a_2, a_3, a_4$ .....	29
Tabel 3.4	Pengoptimisasian desain <i>heat exchanger</i> menggunakan teknologi <i>helical baffle</i> dan <i>twisted tape</i> dalam kromosom.....	38
Tabel 4.1	Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-03 .....	41
Tabel 4.2	Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-04 .....	41
Tabel 4.3	Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-05 .....	42
Tabel 4.4	Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-06 .....	42
Tabel 4.5	Nilai maksimum dari 3 variabel desain sisi <i>tube</i> untuk <i>heat exchanger</i> E-1-3 sampai E-1-06 .....	56
Tabel 4.6	Perbandingan nilai overall heat transfer coefficient (U), heat duty (Q), dan pressure drop ( $\Delta P$ ) sebelum dan sesudah optimisasi untuk semua <i>heat exchanger</i> .....	57
Tabel 4.7	Perbandingan <i>sudut helical baffle (B)</i> , dan jarak antar <i>baffle (Lbc)</i> sebelum dan sesudah optimisasi pada sisi <i>shell</i> untuk semua <i>heat exchanger</i> .....	60
Tabel 4.8	Perbandingan <i>thickness of twisted tape (<math>\delta</math>)</i> , dan <i>half pitch of twisted tape (H)</i> sebelum dan sesudah optimisasi pada sisi <i>tube</i> untuk semua <i>heat exchanger</i> .....	61
Tabel 4.9	Perbandingan antara sebelum dan sesudah optimisasi untuk desain <i>heat exchanger</i> E-1-03, E-1-04, E-1-05, dan E-1-06.....	62



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Bagian yang penting pada proses pengolahan minyak dan gas adalah *crude preheat train* pada *plant crude distillation* unit. *Crude preheat train* adalah susunan rangkaian *heat exchanger* yang berfungsi mengambil kembali panas dari proses agar tidak terbuang percuma jenis *heat exchanger* yang digunakan pada *crude preheat train* adalah *shell and tube*. *Shell and tube* digunakan karena memiliki desain konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, dan mampu bekerja dalam berbagai macam kondisi operasi seperti temperature yang tinggi, tekanan yang tinggi, fluida yang korosif, dan lain-lain. *Heat exchanger shell and tube* digunakan karena memiliki desain konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, dan mampu bekerja dalam berbagai macam kondisi operasi seperti temperatur tinggi, tekanan tinggi, fluida yang korosif, dan lain-lain. Performansi sebuah *heat exchanger* ditunjukkan dengan tingginya koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) dan rendahnya penurunan tekanan (*pressure drop*) [1]. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [2]. Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut [2]. HE di industri memiliki tipe yang beragam dan dapat diklasifikasikan berdasarkan banyak dan bentuk *shell* dan *tube* yang didalamnya. Salah satu tipe HE adalah *shell and tube heat exchanger*. Proses perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* dipengaruhi oleh

geometri *heat exchanger* seperti diameter luar *tube* ( $d_o$ ), jumlah *baffle* ( $N_b$ ), dan diameter dalam *shell* ( $D_s$ ) [3]. Performansi sebuah HE untuk mentransfer panas sebesar ( $Q$ ) ditentukan oleh *luasan heat transfer* ( $A$ ) dan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) yang menyebabkan pertukaran panas fluida dari fluida panas ke fluida dingin. Dengan inlet temperatur tertentu menyebabkan penurunan temperatur dan kenaikan temperatur tertentu pada sisi fluida panas dan dingin. *Overall heat transfer coefficient* tergantung kepada *fouling* yang terjadi, dimana terbentuknya *fouling* tergantung pada properti fluida, kondisi operasi (laju aliran dan temperatur) dan geometri *heat exchanger*.

Pada sisi *shell* peningkatan koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*) dapat dilakukan dengan menggunakan *twisted tape* sebagai pengganti segmental *baffle*. Peningkatan koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) pada sisi *shell* dilakukan dengan cara mengatur *tube pitch* dan jarak antar *baffle*. Namun usaha ini akan meningkatkan *pressure drop*, sehingga optimisasi diperulakan. Fungsi tujuan (*objective function*) optimisasi pada sisi *shell* yaitu koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) yang maksimal dan constraint pada optimisasi ini yaitu jumlah panas yang ditransfer dari fluida panas ke fluida dingin atau nilai *heat duty* ( $Q$ ) harus sesuai dengan data desain *heat exchanger* yakni sebesar 2,05 MW, dan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang nilainya tidak boleh melebihi nilai data desain yakni sebesar 4,5 psi. Variabel yang digunakan untuk optimisasi pada sisi *shell* adalah sudut *twisted tape* ( $\beta$ ) dan jarak antar *twisted tape* ( $L_{bc}$ ) dengan parameter yang ditetapkan diantaranya, konduktivitas ( $k$ ) thermal pada sisi *shell*, viskositas ( $\mu$ ) fluida pada sisi *shell*, *density* ( $\rho$ ) fluida pada sisi *shell*, spesifik heat ( $C_p$ ) dari fluida pada sisi *shell*, massa jenis fluida pada sisi



*shell*, temperatur masuk (*T<sub>in</sub>*) dan temperatur keluar (*T<sub>out</sub>*), *fauling resistance* (*R*), dan lain-lain.

Pada sisi tube peningkatan *overall heat transfer coefficient* dapat dilakukan dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida di dalam tube salah satunya dengan menambahkan *twisted tape*. Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan optimisasi pada *shell and tube heat exchanger* dengan mengubah jenis tube yaitu *twisted tape* untuk menganalisa perubahan koefisien perpindahan panas yang terjadi pada *shell and tube heat exchanger*.

### **Rumusan Masalah**

Adapun beberapa permasalahan yang dihadapi dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana menganalisis *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *twisted tape*.
2. Bagaimana menganalisis *pressure drop* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *twisted tape*.
3. Bagaimana menganalisis pengaruh *twisted tape* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* setelah optimalisasi.

### **1.2. Tujuan Tugas Akhir**

Tujuan dari tugas akhir ini untuk menjawab rumusan masalah diatas :

1. Untuk menganalisa *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *twisted tape*.
2. Untuk menganalisa *pressure drop* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *twisted tape*.
3. Untuk mengetahui pengaruh *twisted tape* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* setelah optimalisasi.

### 1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah tugas akhir ini antara lain:

1. *Heat exchanger* yang digunakan adalah *shell and tube*.
2. Teknologi yang digunakan adalah *twisted tape*.
3. Data *heat exchanger* yang digunakan antara lain dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi, dan *fluid property*.
4. Pemodelan *shell and tube heat exchanger* dipengaruhi perhitungan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* dengan teknologi *twisted tape*.

### 1.4. Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini akan disusun secara sistematis dengan dibagi ke beberapa bab, berikut perinciannya:

#### **BAB I      Pendahuluan**

Bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika laporan.

#### **BAB II      Tinjauan Pustaka**

Bab ini berisi penjelasan teori-teori yang berkaitan dengan Tugas Akhir.

#### **BAB III      Metodologi Penelitian**

Bab ini berisi penjelasan mengenai langkah-langkah untuk mencapai tujuan dari penelitian Tugas Akhir ini meliputi pemodelan *shell and tube heat exchanger*.

#### **BAB IV      Analisa dan Pembahasan**

Bab ini berisi nilai-nilai yang diperoleh dari perhitungan *overall heat transfer* dan *pressure drop*, kemudian dilakukan analisa-analisa yang sesuai pada tujuan penelitian yang telah ditetapkan.

## **BAB V      Kesimpulan dan Saran**

Bab ini berisi kesimpulan dari pokok permasalahan dari seluruh rangkaian penelitian yang telah dilakukan dan saran yang dapat dijadikan acuan pengembangan penelitian selanjutnya.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB II

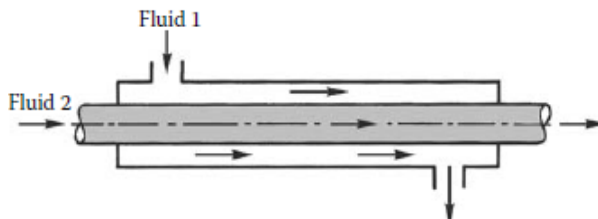
### DASAR TEORI

#### 2.1 Heat Exchanger

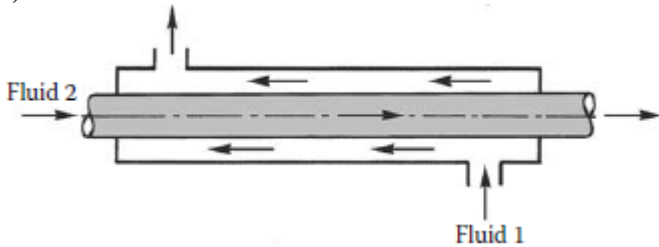
*Heat exchanger* adalah alat yang difungsikan untuk menghantarkan energi panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dengan fluida, antara partikel padat dengan fluida, dengan perbedaan temperatur. Dalam proses *heat exchanger* tidak ada penambahan *external heat (heater)*. Didalam proses industri, *heat exchanger* berfungsi sebagai pemanas atau pendingin suatu aliran fluida, evaporasi, dan kondensasi pada satu atau lebih aliran fluida. Penerapan lain *heat exchanger* adalah sebagai *recover or reject heat*, sterilisasi, *pasteurize*, fraksinasi, *distill*, *concentrate*, *crystallize*, dan kendali proses fluida. Pada beberapa *heat exchanger*, proses pertukaran panas terjadi secara tak langsung dikarenakan terpisah antara fluida satu (*tube side*) dengan yang lainnya (*shell side*) [4].

Pada *parallel-flow*, dua aliran fluida masuk bersamaan dengan arah aliran yang sama dan keluar bersamaan dengan arah yang sama pula menuju *outlet heat exchanger*. Pada *counter-flow*, dua aliran fluida masuk dengan arah aliran yang berlawanan. Pada *cross-flow*, fluida panas yang mengalir akan dikenakan aliran fluida dingin yang berada didalam *tube* dari arah yang lain.

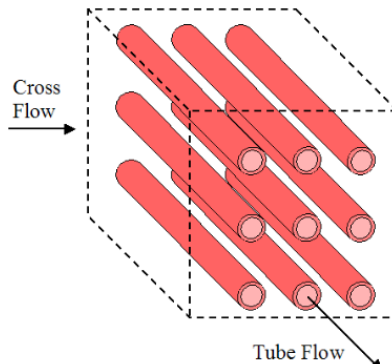
a)



b)



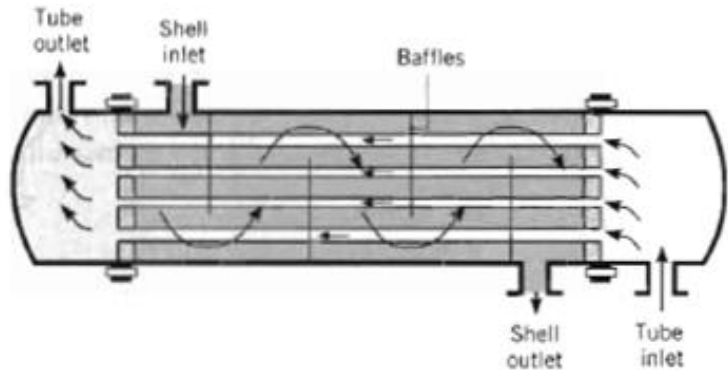
c)



**Gambar 2.1** a) aliran *parallel-flow*; b) aliran *counter-flow*; c) aliran *cross-flow*

## 2.2 Shell and Tube Heat Exchanger

*Shell and tube heat exchanger* adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan pada industri proses karena manufaktur yang relatif sederhana dan mudah diadaptasikan pada berbagai kondisi operasi [4]. *Shell and tube heat exchanger* cocok digunakan pada penggunaan bertekanan tinggi. Tipe ini terdiri dari sebuah *shell* yang di dalamnya disusun *tube*. Salah satu aliran fluida mengalir melewati tube dan aliran yang lain melintasi tube untuk menghantarkan panas diantara dua fluida [5]. Proses perpindahan panas terjadi antara fluida yang mengalir pada *shell* dan tube dimana dinding tube digunakan sebagai perantara penghantar panas untuk heat exchanger tersebut.



**Gambar 2.1** Skema *shell and tube heat exchanger*

### **Konstruksi *Shell and Tube Heat Exchanger***

Komponen utama dari *shell and tube heat exchanger* adalah sebagai berikut :

a. *Tube*

Berbentuk pipa silinder sebagai media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya sekaligus sebagai pemisah antara fluida di dalam *tube* dengan fluida di dalam *shell*. Kumpulan dari beberapa *tube* diikat oleh *tubebundle*.

b. *Baffle*

Sekat yang berfungsi untuk menahan struktur *tubebundle*, mencegah terjadinya getaran pada *tube*, serta mengatur aliran fluida dalam *shell* sehingga diperoleh turbulensi yang tinggi.

c. *Shell*

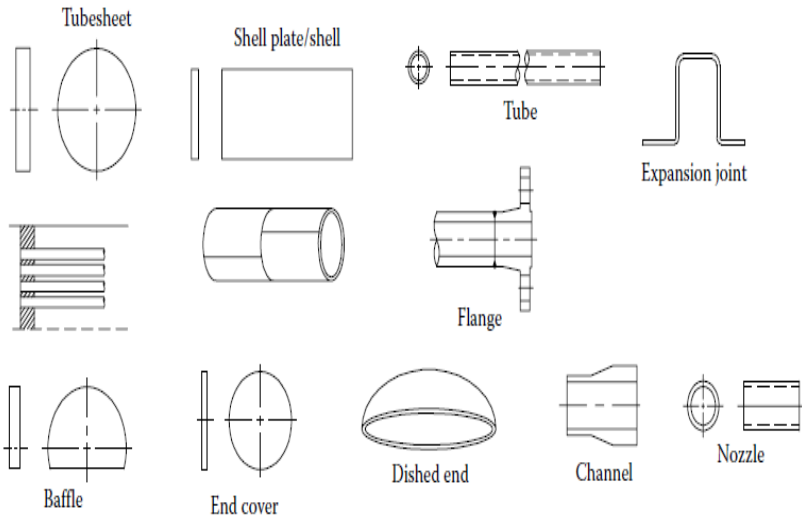
Merupakan selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sekaligus sebagai rumah dari *tubebundle*, media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya serta untuk menahan beban berat, temperatur dan tekanan fluida.

d. *Front head*

Bagian depan *heat exchanger* yang berfungsi tempat mengalirnya fluida.

e. *Rear head*

Bagian belakang *heat exchanger* [6].



**Gambar 2.2** Komponen utama *shell and tube heat exchanger*

Untuk menentukan dimensi *shell and tube heat exchanger* terdapat standar yang digunakan yakni TEMA. Untuk menentukan tipenya dalam standar TEMA menggunakan kode huruf [7].



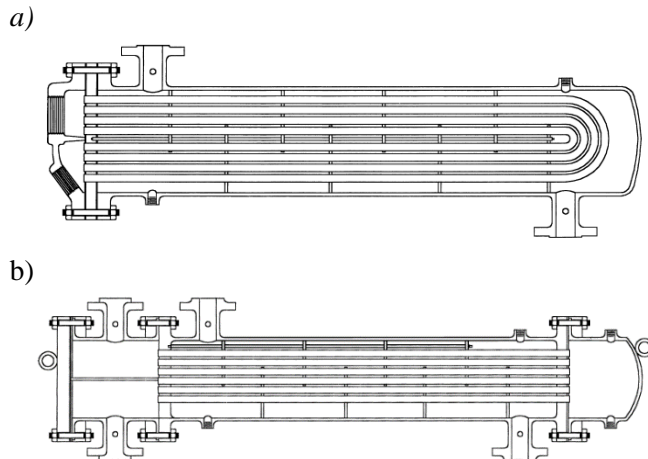


### 2.3 Baffles Type

*Baffles* dapat dibedakan kedalam beberapa tipe yaitu longitudinal atau transverse. *Longitudinal baffles* digunakan untuk mengendalikan laju aliran fluida didalam *shell*. *Transverse baffles* dibagi menjadi beberapa tipe yaitu *plate baffles* atau *grid baffles*. Terdapat dua jenis *plate baffles* yaitu *segmental baffles* dan *disk-doughnut*. *Segmental baffles* memiliki nilai optimum geometri jarak antara *segmental baffle spacing*  $\frac{2}{5}$  atau  $\frac{1}{2}$  *shell diameter* dan minimum *baffles spacing*  $\frac{1}{5}$  *shell diameter*. Nilai *baffles cut* memiliki rentang optimum dari 20% sampai 40% atau yang umum digunakan rentang nilai 20% sampai 25%. *Baffles cut* dan *spacing* didesain agar kecepatan aliran fluida sama besar ketika memasuki area *cross flow* dan *window flow section*. *Disk and doughnut baffles* didesain dengan memadukan bentuk “disk” dan “doughnut”, *disk and doughnut baffles* banyak diaplikasikan di *nuclear heat exchangers*. *Disk and doughnut baffles* memiliki saluran kecil diantara *tube hole* yang mengakibatkan terjadinya penggabungan antara *crossflow* dan *longitudinal flow* untuk mendapatkan nilai *pressure drop* yang rendah pada *shell-side* dan menghasilkan nilai *heat transfer coefficient* yang lebih tinggi dibandingkan dengan *pure longitudinal flow*. Salah satu tipe *grid baffles* adalah *rod-baffles*, yang berfungsi meningkatkan turbulensi aliran fluida didalam *shell*.

### 2.4 Tube Bundle Type

*Tube* adalah satu komponen penyusun *heat exchanger*, berbentuk pipa kecil yang tersusun didalam area *shell*. Bentuk geometri *tube* berpengaruh terhadap performansi pertukaran panas pada *heat exchanger*. Bentuk geometri *tube* diantaranya; *tube outside diameter*, *tube wall thickness*, *tube pitch*, dan *tube layout patterns*. *Tube* memiliki dua tipe yaitu *straight tubes* dan *U-tubes* dan dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu *plain tubes*, *finned tubes*, *duplex or bimetallic tubes*, dan *enhanced surface tubes*.



**Gambar 2.5** a) *heat exchanger* dengan *U-tubes*; b) *heat exchanger* dengan *straight tubes*

#### 2.4.1 *Tube Diameter*

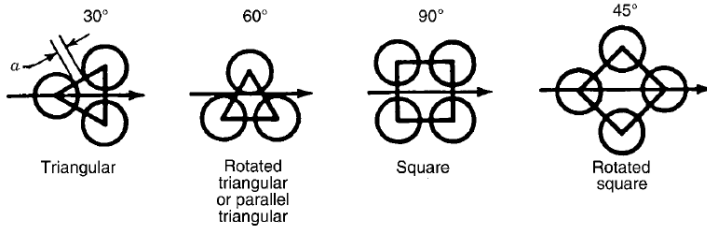
Ukuran *tube* ditentukan dari ukuran diameter luar dan ketebalan *tube*. Ukuran diameter *tube* yang kecil menghasilkan nilai *heat transfer coefficient* yang tinggi, ukuran diameter *tube* yang besar menghaikan nilai *pressure drop* yang kecil. Ukuran diameter luar disesuaikan dengan standart TEMA dengan nilai  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{3}{8}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{5}{8}$ ,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{7}{9}$ , 1, 1.25, 1.5, dan 2 inchi. Ukuran diameter luar yang paling banyak digunakan adalah  $\frac{3}{8}$  in dan  $\frac{3}{4}$  in.

#### 2.4.2 *Tube Pitch* dan *Tube Layout*

Penentuan *tube pitch* berdasarkan dekat atau renggang jarak antar *tube* yang mempengaruhi nilai *heat transfer area* dan *pressure drop*. Jika *tube pitch* didesain berdekatan, maka *heat transfer area* pada *shellside* akan tinggi, jika *tube pitch* didesain berenggang, maka mengurangi *pressure drop*.

*Tube layout* memiliki dua tipe yang paling umum digunakan yaitu *squaredantriangle*. Sudut *triangle pitch* sebesar  $30^\circ$  atau

$60^\circ$ , untuk sudut *square pitch* sebesar  $45^\circ$  dan  $90^\circ$ . Desain sudut *triangle pitch* maupun *square pitch* masing-masing dapat mempengaruhi nilai *heat transfer* dan *pressure drop*.



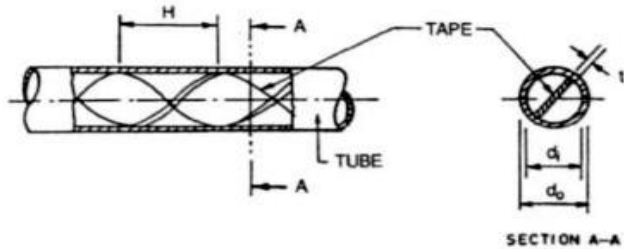
**Gambar 2.6** Susunan *tube layout*

## 2.5 Baffle

*Baffle* mempunyai dua fungsi, fungsi pertama dan paling penting adalah menyangga *tube* untuk kekakuan struktural, dan mencegah getaran, yang kedua adalah mengalihkan aliran yang melintasi bundle untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi.

*twisted tape* adalah strip logam yang dipelintir dengan berbagai teknik yang sesuai dengan bentuk dan dimensi yang diinginkan, yang dimasukkan kedalam aliran. *Twisted tape insert* banyak digunakan dalam penukar panas untuk peningkatan perpindahan panas selain *twisted tape insert* tingkat perpindahan panas dengan faktor gesekan kurang pada daya pompa. *Insert twisted tape* dalam *tube* memberikan teknik pasif sederhana untuk meningkatkan transfer panas konvektif dengan memasukkan pusaran ke aliran misal dan mengganggu lapisan batas di permukaan *tube* karena perubahan berulang pada bentuk permukaan. pita-pita semacam itu menginduksi turbulensi dan ditumpangankan ortek motion yang menginduksi lapisan batas yang lebih tipis dan akibatnya menghasilkan tingkat perpindahan panas yang lebih baik dan panas lokal yang lebih tinggi transfer karena perubahan bentuk *twisted tape*. Namun, penurunan tekanan di dalam tabung akan meningkat dengan memperkenalkan *twisted*

*tape* sebagai masukkan. Oleh karena itu banyak peneliti telah dilakukan secara eksperimen dan numerik untuk menyelidiki yang optimal desain dan mencapai kinerja termal terbaik dengan lebih sedikit kehilangan gesekan Adapun bentuk *twisted tape* [8]-[10] seperti gambar 2.7.



**Gambar 2.7** Bentuk *twisted tape*

## 2.6 Persamaan Perpindahan Panas untuk *Heat Exchanger*

Untuk mengembangkan hubungan antara *heat duty* ( $Q$ ), luas permukaan  $A$ , perbedaan suhu fluida, dan laju aliran dalam *heat exchanger*, persamaan dasar yang digunakan untuk analisis adalah persamaan konservasi energi dan perpindahan panas.

$$Q_s = Q_t \quad (2.1)$$

dengan  $Q_s$  *heat duty* pada sisi *shell* dan  $Q_t$  *heat duty* pada sisi *tube*. Panas yang dihasilkan  $Q$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Q = m C_p \Delta T \quad (2.2)$$

dengan  $M$  adalah massa fluida mengalir,  $C_p$  adalah kalor jenis,  $T_i$  dan  $T_o$  adalah suhu fluida masuk dan keluar. *Heat duty* dari *heat*

*exchanger* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Q_{HE} = U_o A \Delta T_m \quad (2.3)$$

dengan  $U_o$  adalah *overall heat transfer coefficient*,  $A$  adalah luas permukaan perpindahan panas, dan  $\Delta T_m$  adalah perbedaan temperature rata-rata antara fluida sisi *shell* dan *tube* yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$\Delta T_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \left( \frac{t_1}{t_2} \right)} \quad (2.4)$$

$$t_1 = T_2 - t_1 \quad (2.5)$$

$$t_2 = T_1 - t_2 \quad (2.6)$$

dengan  $T_1$  dan  $T_2$  adalah suhu fluida panas masuk dan keluar,  $t_1$  dan  $t_2$  adalah suhu fluida dingin masuk dan keluar.

*Overall heat transfer coefficient*,  $u_o$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

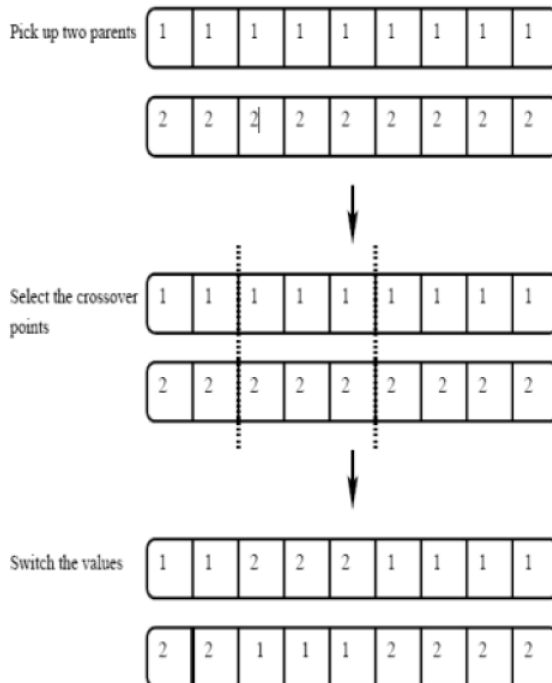
$$\frac{1}{u_o} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) \quad (2.7)$$

## 2.7 Genetic Algorithm

*Genetic Algorithm* (GA's) adalah metode optimasi stokastik yang ditemukan oleh John Holland pada tahun 1960 dan dikembangkan oleh Holland, murid, dan koleganya di University of Michigan pada tahun 1960 hingga 1970. *Genetic algorithm* didasarkan pada proses genetika organisme biologis. Dalam rentang beberapa generasi, populasi akan berevolusi sesuai dengan prinsip seleksi alam dan "kelangsungan hidup" yang paling tepat. Dengan meniru proses ini, *genetic algorithm* dapat digunakan untuk menemukan variabel dan hasil terbaik dari suatu

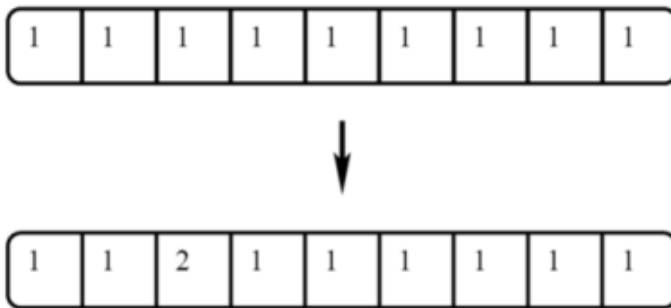
permasalahan optimasi. Secara umum terdapat empat tahap dalam proses *genetic algorithm*, yaitu inisialisasi, *crossover*, mutasi, evaluasi dan seleksi.

Inisialisasi adalah proses pembentukan populasi dari individu acak. *Crossover* adalah proses pembentukan individu baru. Dimana dua individu dipilih berdasarkan nilai *fitness*, semakin optimal nilai *fitness*, semakin tinggi kesempatan untuk individu dipilih. Kemudian kedua individu terpilih ini akan menghasilkan dua individu baru sebagai generasi selanjutnya. Proses crossover ditunjukkan seperti pada Gambar 2.8



**Gambar 2.8** Proses *Crossover*

Pada algoritma genetika, setiap individu mempunyai kesempatan untuk bermutasi yang menyebabkan munculnya individu baru di dalam populasi. Mutasi yang terjadi belum tentu akan memberikan nilai *fitness* yang optimal, bisa saja karena mutasi nilai *fitness* menjadi tidak optimal. Proses mutasi ditunjukkan seperti pada Gambar 2.9



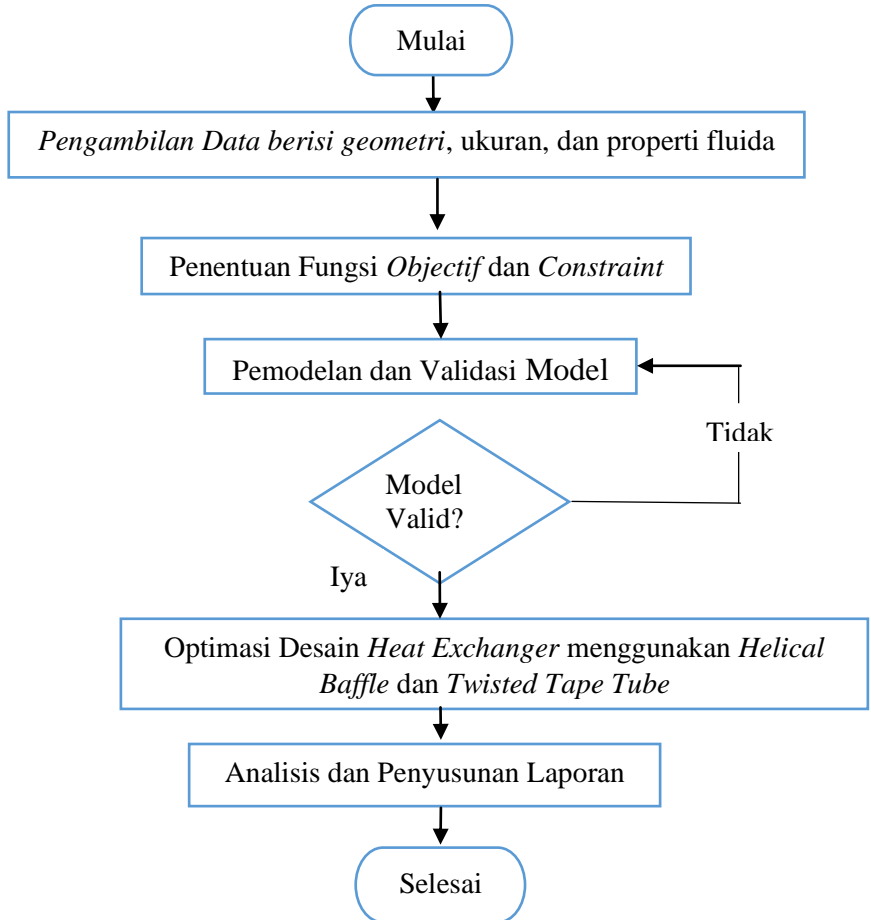
**Gambar 2.9** Proses Mutasi

Selanjutnya adalah proses evaluasi nilai *fitness* yang dihasilkan dari tiap generasi, bila didapatkan nilai *fitness* yang maksimal maka proses algoritma genetika akan selesai dan didapatkan individu terbaik. bila belum optimal maka individu terbaik digenerasi terakhir akan dilakukan *crossover* kembali dengan kesempatan mutase yang sama hingga didapatkan nilai *fitness* yang optimal atau batas generasi tercapai [11].



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pengerjaan tugas akhir ini dibagi dalam beberapa tahapan seperti Gambar 3.1 diagram alir penelitian di bawah ini.



**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

Gambar 3.1 dapat dijelaskan tahapan-tahapan yang ada pada diagram alir penelitian yang akan dilakukan yaitu sebagai berikut ini.

- a. Tahap pertama, memulai suatu penelitian dengan mempersiapkan semua yang akan dilakukan.
- b. Tahap kedua, pengambilan data yang berisi geometri, ukuran, dan *properties* fluida seperti *density* fluida ( $\rho$ ), viskositas ( $\mu$ ), konduktivitas ( $k$ ), *specific heat* ( $C_p$ ) dari fluida, dan lain sebagainya.
- c. Tahap ketiga, setelah pengambilan data dilakukan maka dilakukan pemodelan dan validasi model, sehingga dapat melakukan proses selanjutnya.
- d. Tahap keempat, validasi model telah dilakukan maka penentuan *objective function* dan *constraint* dapat ditentukan.
- e. Jika tahap empat sudah dilakukan maka menentukan apakah model tersebut valid atau tidak. Jika iya maka akan melakukan ke langkah berikutnya, tetapi jika tidak, maka akan kembali melakukan pengulangan pemodelan dan validasi model sampai benar-benar valid, sehingga dapat melakukan tahap berikutnya.
- f. Tahap lima, jika model yang dilakukan sudah benar-benar valid, maka langkah selanjutnya melakukan optimisasi desain *heat exchanger* menggunakan *helical baffle* dan *twisted tape*.
- g. Tahap terakhir, jika semua tahap berhasil maka dapat melakukan analisa dan penyusunan laporan dengan baik dan berakhir dengan hasil yang diinginkan.

### 3.1 Pengambilan Data *Heat Exchanger*

Pengambilan data pada penelitian ini meliputi empat *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* yaitu E-1-03, E-1-04, E-1-05, E-1-06. Terdapat dua fluida berbeda yang mengalir pada setiap *heat exchanger*, untuk *heat exchanger* E-1-03 dan E-1-04, fluida pada sisi *shell* adalah *kerosene* dan sisi *tube* adalah *crude oil*, *heat exchanger* E-1-05, fluida pada sisi *shell* adalah *light gas oil* dan sisi *tube* adalah *crude oil*, *heat exchanger* E-1-06, fluida pada sisi *shell* adalah *heavy oil gas* dan sisi *tube* adalah *crude oil*. Untuk melakukan pemodelan *heat exchanger* diperlukan data propertis dari fluida pada masing-masing *heat exchanger* seperti *mass flow rate* ( $M$ ), *temperature* masuk ( $T_{in}$ ) dan keluar ( $T_{out}$ ), *densitas* ( $\rho$ ), *viskositas* ( $\mu$ ), *specific heat* ( $C_p$ ), *thermal conductivity* ( $k$ ), dan *fouling resistance* ( $R$ ), yang ditunjukkan pada tabel 3.1 dan tabel 3.2 berikut:

**Tabel 3.1** *Mass flow rate, specific heat, temperatur masuk dan temperatur keluar untuk setiap heat exchanger*

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Fluida</i>	$M$ (kg/s)	$C_p$ (J/kg.K)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)
E-1-03	Shell: Kerosene	72,038	1157,362	198	108
	Tube: Crude Oil	159,829	1306,921	81	131
E-1-04	Shell: Kerosene	72,161	1089,776	193	149
	Tube: Crude Oil	160,181	1200,229	124	146
E-1-05	Shell: Light Gas Oil	20,266	876,257	279	166
	Tube: Crude Oil	160,181	1130,328	146	162
E-1-06	Shell: Heavy Gas Oil	23,069	796,789	293	189
	Tube: Crude Oil	160,181	1069,623	162	179

**Tabel 3.2** Viskositas, densitas, *thermal conductivity* dan *fouling resistance* untuk setiap *heat exchanger*

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Fluida</i>	$\mu$ (cP)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m.K)	$R$ (m <sup>2</sup> .K/W)
<b>E-1-03</b>	Shell: Kerosene	0,325	710	0,128	0,0003
	Tube: Crude Oil	1,1925	771,5	0,126	0,0007
<b>E-1-04</b>	Shell: Kerosene	0,02435	693,5	0,126	0,0003
	Tube: Crude Oil	0,6765	748	0,124	0,0007
<b>E-1-05</b>	Shell: Light Gas Oil	0,3165	708	0,117	0,0004
	Tube: Crude Oil	0,541	735	0,123	0,0007
<b>E-1-06</b>	Shell: Heavy Gas Oil	0,547	725	0,113	0,0005
	Tube: Crude Oil	0,458	721	0,121	0,0007

Data propertis dan *datasheet* dari *heat exchanger* yang telah diperoleh selanjutnya digunakan sebagai acuan pemodelan *heat exchanger*.

### 3.2 Penentuan Fungsi Objektif

Fungsi objektif pada tugas akhir ini adalah nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ) yang akan dioptimisasikan agar mendapatkan nilai yang maksimal. Adapun nilai-nilai yang berkaitan dengan optimisasi fungsi objektif adalah nilai *constraint shell pressure drop* tidak boleh lebih besar dari desain awal *heat exchanger*. Berikut persamaan untuk mencari nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ).

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right)} \quad (3.1)$$

Dimana,

- $h_s$  : *Shell heat transfer coefficient*  
 $h_t$  : *Tube heat transfer coefficient*  
 $D_T$  : *Tube outside diameter*  
 $d_i$  : *Tube inside diameter*  
 $R_w$  : *Wall resistance*  
 $R_{f,s}$  : *Shell side fluid fouling resistance*  
 $R_{f,t}$  : *Tube side fluid fouling resistance*

Dari persamaan diatas, dapat diketahui bahwa fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh beberapa nilai koefisien, yaitu *shell heat transfer coefficient*, *tube heat transfer coefficient*, *shell side fouling resistance*, *tube fouling side resistance*, dan *wall resistance*. Dalam penelitian ini, dilakukan optimisasi *heat transfer* pada sisi *tube* untuk mendapatkan nilai *tube heat transfer* yang optimal.

### 3.2.1 Persamaan Untuk Menentukan Nilai *Shell Heat Transfer* dan *Shell Pressure Drop*

Persamaan untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* dengan menggunakan persamaan Bell-Delaware. Adapun persamaan sebagai berikut:

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_r J_s \quad (3.2)$$

Dimana,

- $h_s$  = Koefisien perpindahan panas *ideal* pada *shell* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )  
 $h_i$  = Perpindahan panas pada *shell* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )  
 $J_c$  = Faktor koreksi *baffles cut* dan jarak antar *baffles*

$J_l$  = Faktor koreksi kebocoran pada *baffles* antar *shell* dan *baffles* dan antar *tube* dan *baffles*

$J_b$  = Faktor koreksi pada *bundle bypass flow*

$J_r$  = Faktor koreksi yang mempengaruhi temperature gradient pada aliran laminar

$J_s$  = Faktor koreksi jarak antar *baffles* pada sisi *inlet* dan *outlet*

Perhitungan faktor koreksi *baffles cut* ( $J_c$ ) untuk *segmental baffles* dengan *baffles cut range* 15%-45% dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (3.3)$$

dimana  $F_c$  dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.4)$$

$F_w$  adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window*. Nilai  $F_w$  dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.4a)$$

Sudut *baffles cut* relatif terhadap sumbu tengah *heat exchanger* ( $\theta_{ctl}$ ) dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left( 1 - \frac{2B}{100} \right) \right] \quad (3.4b)$$

Perhitungan faktor koreksi kebocoran pada *baffles*, ( $J_l$ ), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (3.5)$$

Adapun parameter  $r_s$  dan  $r_{lm}$  dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.6)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.7)$$

$S_{sb}$  adalah nilai kebocoran pada area *shell-to-baffle*,  $S_{tb}$  adalah nilai kebocoran pada area *tube-to-baffle*, dan  $S_m$  adalah *crossflow area* didalam *shell*. Masing-masing parameter dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$S_{sb} = 0,00436D_s L_{sb} (2\pi - \theta_{ds}) \quad (3.8)$$

$D_s$  adalah diameter dalam *shell*,  $L_{sb}$  adalah diameter *cleareance* antara diameter luar *tube* dengan *baffle* dan  $\theta_{ds}$  adalah sudut *baffle cut*. Untuk mencari  $L_{sb}$  dan  $\theta_{ds}$  menggunakan persamaan berikut:

$$L_{sb} = \frac{3,1 + 0,004D_s}{1000} \quad (3.8a)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.8b)$$

Adapun persamaan untuk mencari parameter  $S_{tb}$  sebagai berikut:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - D_t^2] N_t (1 - F_w) \quad (3.9)$$

$D$  adalah diameter luar *tube* ( $m$ ),  $N_t$  adalah jumlah *tube*,  $F_w$  adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window*, dan  $L_{sb}$  adalah jarak *cleareance* antara diameter luar *tube* dengan *baffle*.

Adapun persamaan untuk mencari parameter  $S_m$  sebagai berikut:

$$S_m = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (3.10)$$

$L_{bb}$  adalah diameter *clearance* antara *bundle* dan *shell*,  $L_{tp,eff}$  adalah *effective tube pitch* ( $m$ ), untuk susunan pipa  $30^\circ$  dan  $90^\circ$ ,  $L_{tp,eff}$  sama dengan  $L_{tp}$ . Untuk  $45^\circ$  nilai  $L_{tp}$  adalah  $0,707L_{tp}$ .

Perhitungan faktor koreksi *bundle bypass* ( $J_b$ ), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_b = \exp \left\{ -C_{bh} F_{sbp} \left[ 1 - (2r_{ss})^{\frac{1}{3}} \right] \right\} \quad (3.11)$$

$C_{bh}$  bernilai 1,25 pada aliran laminar dengan  $Re_s \leq 100$  dan bernilai 1,35 pada aliran turbulen dan aliran transisi,  $Re_s > 100$ . Untuk mencari nilai rasio *bypass crossflow area* ( $F_{sbp}$ ), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.12)$$

$S_b$  adalah *bypass area*, dapat ditentukan dengan persamaan berikut:



$$S_b = L_{bc}(D_s - D_{oil}) \quad (3.12a)$$

$r_{ss}$  adalah nilai rasio antara sealing strips ( $N_{ss}$ ) yang dialiri fluida terhadap jumlah baris pipa yang dilintasi fluida dalam satu *baffle*. Untuk mencari nilai  $r_{ss}$  dapat menggunakan persamaan berikut:

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (3.14)$$

$N_{tcc}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

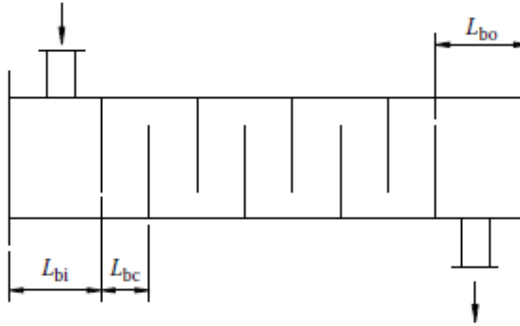
$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.14a)$$

$L_{pp}$  bernilai  $0,886 L_{tp}$  untuk susunan pipa  $30^\circ$ ,  $L_{pp}$  sama dengan  $L_{tp}$  ketika susunan pipa  $90^\circ$ .  $L_{pp}$  bernilai  $0,707 L_{tp}$  pada susunan pipa  $45^\circ$ .

Perhitungan faktor koreksi jarak antar *baffle* atau *unequal baffle spacing* ( $J_s$ ) dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left( \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right)^{1-n} + \left( \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \left( \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right) + \left( \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)} \quad (3.15)$$

$n$  bernilai 0,6 ketika aliran turbulen dan bernilai 1/3 ketika aliran laminar.  $N_b$  adalah jumlah *baffle* yang terdapat didalam *shell*.



**Gambar 3.2** Typical layout of baffle spacing (Thulukkanam, 2008)

Perhitungan koefisien perpindahan panas ideal  $h_i$  dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_i = \frac{J_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{P_r^{2/3}} \quad (3.16)$$

$J_i$  adalah faktor perpindahan panas ideal (*Colburn*) untuk *shellside* dan dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$J_i = a_1 \left( \frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (\text{Re}_s)^{a_2} \quad (3.17)$$

dengan  $a$ ,

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(\text{Re}_s)^{0,4}} \quad (3.17a)$$

*Reynold number* dan *prandtl number* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$Re_s = \frac{D_T n_s}{\mu}$$

dan

$$Pr_s = \frac{C_{ps} \mu_s}{k_s}$$

**Tabel 3.3** Nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$

Layout	Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
30°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,321	-0,388	1,45	0,516
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,321	-0,388		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,593	-0,477		
	10 <sup>2</sup> -10	1,360	-0,657		
	< 10	1,400	-0,667		
45°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,370	-0,396	1,93	0,5
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,370	-0,396		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,730	-0,500		
	10 <sup>2</sup> -10	0,498	-0,656		
	< 10	1,550	-0,667		
90°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,370	-0,395	1,187	0,37
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,307	-0,266		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,408	-0,460		
	10 <sup>2</sup> -10	0,900	-0,631		
	< 10	0,970	-0,667		

Pada sisi *shell* juga terjadi *pressure drop* yang dipengaruhi oleh *mass velocity*, ketika *mass velocity* semakin besar maka *shell*

*pressure drop* meningkat. Untuk mencari nilai *shell pressure drop* dapat menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta P_s = \frac{fr_s \rho_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_T} \quad (3.18)$$

$fr_s$  adalah *friction factor*, persamaan *friction factor* sebagai berikut:

$$fr_s = 1.41 \text{Re}^{-0.167} \quad (3.19)$$

### 3.2.2 Persamaan Untuk Menentukan Nilai Tube Heat Transfer dan Tube Pressure Drop

Untuk menentukan nilai *tube heat transfer coefficient*,  $h_t$ , dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_t = \left( \frac{k_t}{d_i} \right) \cdot Nu \quad (3.20)$$

Adapun parameter yang mempengaruhi *tube heat transfer coefficient*, yaitu *nusselt number*,  $Nu_t$ , diameter dalam *tube*,  $d_i$ , dan *thermal conductivity*,  $k_t$ . Persamaan *Nusselt number* pada *low finned tube* dapat menggunakan persamaan *Briggs and Young*. Berikut persamaannya:

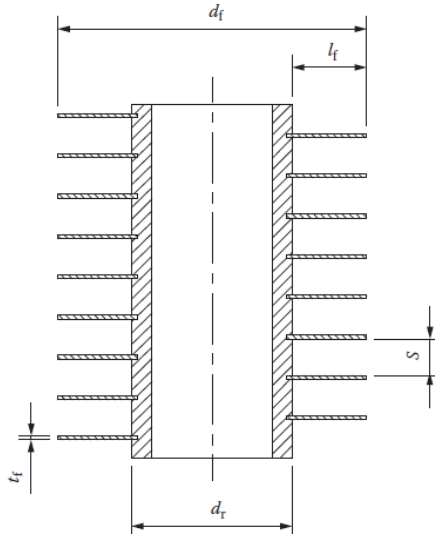
$$Nu = 0.1507 \text{Re}_d^{0.667} \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{s}{l_f} \right)^{0.164} \left( \frac{s}{t_f} \right)^{0.075} \quad (3.21)$$

*Reynold number* untuk *low-fin tube* dapat menggunakan  $\text{Re}_d = 1000-20.000$ . *Prandtl number* pada *tube*, dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\text{Pr}_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (3.21)$$

Untuk menentukan nilai  $s$ , dapat menggunakan persamaan berikut:

$$s = \frac{(l - N_t t_f)}{N_f} \quad (3.21a)$$



**Gambar 3.3** *Tube-fin details*

### 3.3 Pemodelan Desain *Heat Exchanger* pada Sisi *Tube*

Untuk mencari film koefisien perpindahan panas (*heat transfer coefficient*) pada sisi *tube* dapat menggunakan metode *Collburn* pada Persamaan 3.22 (Thulukkanam, 2013).

$$h_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left( \frac{K_t}{d_i} \right) \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.22)$$

Dimana,

$h_t$  = koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/m<sup>2</sup> K)

Sedangkan untuk mencari luas permukaan *tube* dapat menggunakan Persamaan 3.23.

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (3.23)$$

sesudah film koefisien perpindahan panas dan luas permukaan sisi *tube* diketahui, maka untuk mencari diameter dalam *tube* dapat menggunakan Persamaan 3.24.

$$d_i = d_o - 2 t_w \quad (3.24)$$

#### **A. Model desain *heat exchanger* pada sisi *plain tube***

Menurut Coulburn mencari *nusselt numbers* seperti Persamaan 3.25.

$$Nu_t = \frac{h_a D_h}{k} \quad (3.25)$$

Dimana

$Nu_t$  = *nusselt number*

$h_a$  = film koefisien perpindahan panas rata-rata yang diperoleh dengan rata-rata.

Tetapi untuk mencari nilai dari *nusslet number* pada sisi *plain tube* seperti Persamaan 3.26.

$$Nu_t = 0.023 Re_{(t)}^{0.8} Pr_{(t)}^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3.26)$$

Dimana

$Pr_t$  = *prandtl number* pada sisi tabung

$Re_t$  = *reynold number* pada sisi tabung

$\mu$  = viskositas dinamis pada sisi tabung dengan suhu rata-rata

$\mu_w$  = viskositas dinamis pada sisi tabung dengan suhu dinding

Pada sisi *plain tube* dan *twisted tape* untuk mencari *reynold number* seperti Persamaan 3.27.

$$Re_{(t)} = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (3.27)$$

Dimana

$\rho$  = *density* (kg/ms)

$Re_t$  = *reynold number* pada sisi tabung

$v$  = *velocity* (m/s)

$D_h$  = *hydroulic diameter* (m)

Dari Persamaan 3.28 terdapat  $D_h$  terlebih dahulu di cari menggunakan Persamaan 3.28 (K.Nandakumar, 1977).

$$D_h = \frac{D_{h'}}{R} \quad (3.28)$$

Mencari  $D_{h'}$  seperti Persamaan 3.29.

$$D_{h'} = \frac{4A'}{C'} \quad (3.29)$$

Mencari C seperti Persamaan 3.30.

$$C = \frac{C'}{R} \quad (3.30)$$

Dimana

$D_h$  = equivalent diameter

$R$  = Inside tube radius

$A'$  = flow area

$C'$  = wetted parimeter

$C$  = dimensionless wetted parimeter

Sehingga untuk mencari faktor friksi (*friction factor*) pada sisi *plain tube* seperti Persamaan 3.31

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (3.31)$$

## B. Model desain *heat exchanger* pada sisi *twisted tape*

Menurut Manglik and Bergles untuk mencari *nusselt number* seperti Persamaan 3.32.

$$N_{ut} = \frac{h_a D_h}{k} \quad (3.32)$$

Dimana

$Nu_t$  = *nusselt number*

$h_a$  = film koefisien perpindahan panas rata-rata yang diperoleh dengan rata-rata.

Tetapi untuk mencari nilai dari *nusslet number* pada sisi *twisted tube* seperti Persamaan 3.33.



$$Nu_t = 0.023 Re_{(t)}^{0.8} Pr_{(t)}^{0.4} \left( \frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{0.8} \left( \frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d}}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right) \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n \left( 1 + \frac{0,769}{y} \right)^{0,2} \quad (3.33)$$

Dimana untuk (pemanasan  $n = 0,18$ ) dan (pendingin  $n = 0,30$ ). Karena dalam penelitian ini menggunakan pemanas maka  $n$  yang digunakan yaitu  $n = 0,18$ .

Dari Persamaan 3.34 dapat menentukan faktor friksi (*friction factor*) sesuai dengan Persamaan 3.34.

$$fr_t = \frac{0,0791}{Re_e^{0,25}} \left( \frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{1,75} \left( \frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d}}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{1,25} \left( 1 + \frac{2,752}{y^{1,29}} \right) \quad (3.34)$$

Untuk mencari *pressure drop* ( $\Delta P_t$ ) di dapat dari persamaan faktor friksi (*friction factor*) pada sisi *tube* seperti Persamaan 3.35.

$$fr_t = \frac{\Delta P_t}{2 \left( \frac{L}{D} \right) \rho V^2} \quad (3.35)$$

Dari Persamaan 3.56 dapat diketahui perasamaan untuk mencari *pressure drop* ( $\Delta P_t$ ) seperti Persamaan 3.57.

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \\ &= fr_t \left( 2 \left( \frac{L}{D} \right) \rho V^2 \right) \end{aligned} \quad (3.57)$$

Dimana

$f$  = friction factor

$\Delta P_t$  = pressure drop pada sisi tube (kPa)

$L$  = Length of flow channel (mm)

$V$  = velocity (m/s)

$\rho$  = Density (kg/m<sup>3</sup>).

### 3.4 *Genetic Algorithm (GA) untuk Optimisasi Desain Heat Exchanger Shell and Tube Menggunakan Teknologi Twisted Tape*

Pemilihan algoritma menjadi suatu hal yang harus dipertimbangkan dalam melakukan optimisasi. Pemilihan algoritma dapat ditentukan berdasarkan fungsi tujuan dan pemodelannya. Karena pemodelan *heat exchanger* pada optimisasi ini adalah nonlinier yang memiliki beberapa lokal optimum, maka optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode stokastik yaitu GA.

Seperti penjelasan sebelumnya, *genetic algorithm* (GA) akan men-generik 4 variabel fenotip yaitu sudut *helical baffle* ( $\beta$ ), jarak antar *helical baffle* ( $Lbc$ ), *half pitch of twisted tape* ( $H$ ), dan *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) yang akan diubah dalam bentuk kromosom yang disebut dengan genotip. Beberapa parameter dan variabel yang dibutuhkan dalam optimisasi diantaranya sebagai berikut.

a. Jumlah populasi

Jumlah populasi menentukan jumlah populasi yang akan terlibat dalam proses optimisasi. Jumlah populasi yang digunakan adalah 200.

b. Jumlah variabel yang dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi fungsi tujuan yakni sudut *helical baffle* ( $\beta$ ), *baffle spacing* ( $Lbc$ ), *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ), maka jumlah variabel yang dioptimisasi adalah 4 yang disebut fenotip.

c. Batas atas dan batas bawah optimisasi

Batas atas dan batas bawah optimisasi digunakan sebagai jangkauan untuk mengacak nilai-nilai variabel optimisasi agar memenuhi fungsi tujuan. Batas atas dan batas bawah diperoleh berdasarkan standar TEMA yang disesuaikan dengan pemodelan

*heat exchanger*. Batas atas dan batas bawah variabel optimisasi sebagai berikut :

- *baffle spacing (Lbc)* = 500 cm – 100cm
- *thickness of twisted tape ( $\delta$ )* = 1.5mm – 0mm
- *half pitch of twisted tape (H)* = 100mm-30mm

d. Range Fenotip

Range fenotip diperoleh dari batas atas dan batas bawah pada setiap variabel. Untuk ke 3 variabel yang dioptimisasi mempunyai range fenotip sebagai berikut, 400cm untuk *baffle spacing (Lbc)*, 1,5mm untuk *thickness of twisted tape ( $\delta$ )*, dan 70mm untuk *half pitch of twisted tape (H)*.

e. Jumlah bit dalam optimisasi

Jumlah bit dalam sebuah kromosom yang mewakili 4 variabel yaitu 36bit atau setiap fenotip diwakili oleh 9bit dengan range 0-512 desimal. Penyajian fenotip dalam bentuk biner yaitu 9bit disebut genotip.

f. Genotip

Genotip pada penelitian ini terdiri dari 36bit untuk 3 variabel yang dioptimisasi.

g. Generasi

Generasi adalah iterasi yang digunakan untuk menentukan jumlah perputaran proses optimisasi. Pada tugas akhir ini digunakan 200 kali iterasi. Hal ini ditentukan berdasarkan grafik hasil optimisasi pada *software* MATLAB yang telah menunjukkan nilai yang konstan pada iterasi ke 200. Apabila grafik telah konstan dan hasil optimisasi tidak berubah, maka iterasi telah selesai.

Untuk mencari nilai fitnessnya diperoleh dari hasil simulasi GA yang digunakan. Di bawah ini merupakan pengoptimisasian

desain *heat exchanger* menggunakan teknologi *twisted tape* dalam kromosom yang dapat dilihat pada Tabel 3.4.

**Tabel 3.4.** Pengoptimisasian desain *heat exchanger* menggunakan teknologi *helical baffle* dan *twisted tape* dalam kromosom

No	Variabel setiap kromosom	Binary										Desimal	Range (batas atas-batas bawah)	Fenotip Genotip	Resolusi
1	sudut <i>helical baffle</i> ( $\beta$ ) ( $^{\circ}$ )	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45-15 = 30	$\frac{30}{512}$	0.05
2	jarak antar <i>helical baffle</i> ( <i>Lbc</i> ) (cm)	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	500-100 = 400	$\frac{400}{512}$	0.78
3	<i>thickness of twisted tape</i> ( $\delta$ ) (mm)	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2	2	1.5 – 0 = 1.5	$\frac{1.5}{512}$	0.01

4	<i>half pitch of twisted tape (H) (mm)</i>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	51 2	100 – 30 = 70	$\frac{70}{512}$	0.1
---	--	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---------	------------------	------------------	-----

Pada penelitian ini, probabilitas *crossover* atau kawin silang pada penelitian DE Goldberg (Horn, Nafpliotis, & Goldberg, 1994) adalah 0.8 yang artinya 80% akan dikawinkan dan 20% tidak dikawinkan. Selanjutnya semua individu akan dimutasi dengan probabilitas mutasi 0.001 sesuai penelitian DE Goldberg. Mekanisme ini akan berulang sampai generasi terakhir dengan melewati proses *elitism* dimana sebagian individu yang terbaik tidak diikutkan dalam proses *genetic algorithm* (GA) berikutnya.

Halaman ini sengaja dikosongka

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Pemodelan Shell And Tube Heat Exchanger

Perhitungan *overall heat transfer* dan pemodelan *shell and tube heat exchanger* E-1-03, E-1-04, E-1-05, dan E-1-06 telah dilakukan bersarkan persamaan Bab III dan didapatkan hasil sebagai berikut:

**Tabel 4.1** Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-03

Variabel	E-1-03		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	364	367.09	0.85
$A$ (m <sup>2</sup> )	642	642.43	0.07
$Q$ (kW)	8757	8796	0.44

Berdasarkan tabel 4.1 diatas, dapat diketahui bahwa nilai desain dan nilai pemodelan memiliki deviasi nilai 0,85% *overall heat transfer*, luas area *heat transfer* sebesar 0,075 dan nilai *heat duty* sebesar 0,44%.

**Tabel 4.2** Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-04

Variabel	E-1-03		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	420	422,7	0.65
$A$ (m <sup>2</sup> )	296	296,43	0.48
$Q$ (kW)	4195,5	4214	0.44

Berdasarkan tabel 4.2 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar 0,65% pada *overall heat transfer*, 0,48% pada luas area *heat transfer*, dan 0,44% pada nilai *heat duty*.

**Tabel 4.3** Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-05

Variabel	E-1-05		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	260	260.47	0.67
$A$ (m <sup>2</sup> )	560	563.41	0.60
$Q$	6634	6644	0.82



(kW)			
------	--	--	--

Berdasarkan tabel 4.3 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar 0,67% pada *overall heat transfer*, 0,60% pada luas area *heat transfer*, dan 0,82% pada nilai *heat duty*.

**Tabel 4.4**Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-06

Variabel	E-1-06		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	267	265.51	-0.56
$A$ (m <sup>2</sup> )	462	463.54	0.33
$Q$ (kW)	6729	6794	0.97

Berdasarkan tabel 4.4 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar -0,56% pada *overall heat transfer*, 0,33% pada luas area *heat transfer*, dan 0,97% pada nilai *heat duty*.

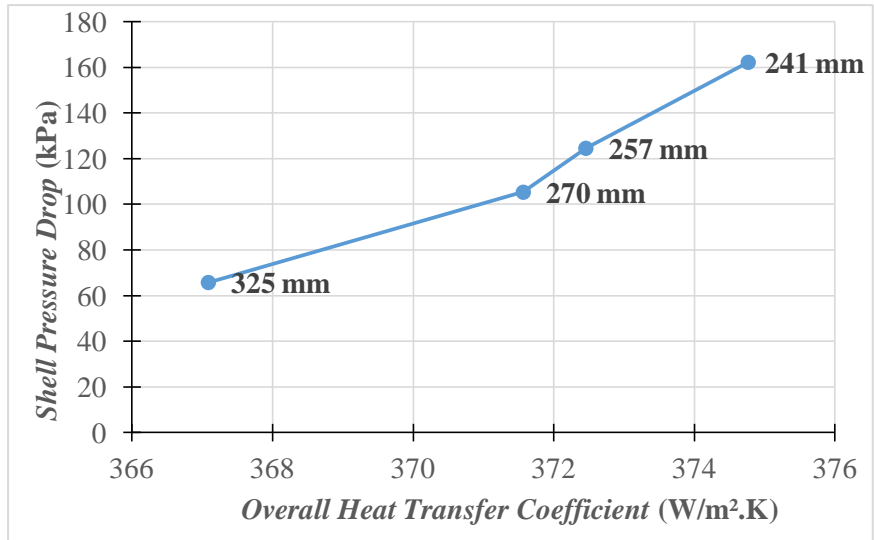
Nilai deviasi tersebut digunakan untuk memvalidasi nilai pemodelan *heat exchanger* dengan cara membandingkan antara nilai pemodelan dan *datasheet heat exchanger* dan tidak ada nilai yang lebih dari 1%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa pemodelan dikatakan valid.

#### 4.2 Analisis Overall Heat Transfer dan Pressure Drop

Analisa dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan *overall heat transfer* dan *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* dengan menggunakan *low-finned tube*. *Low-finned tube* terdiri dari beberapa variabel yang berpengaruh terhadap *overall heat transfer* dan *pressure drop* yaitu *nusselt number*, *friction factor*, dan *pressure drop* pada *low-finned tube*. Adapun nilai dari variabel geometri yang digunakan adalah *fin height* sebesar 0,889mm, *fin thickness* sebesar 0,305mm, dan *number fin/m* sebesar 1102 *fin/m*. Setelah dilakukan analisa *overall heat transfer* dan *pressure drop*, kemudian membandingkan hasil dari analisa tersebut dengan *datasheet*.

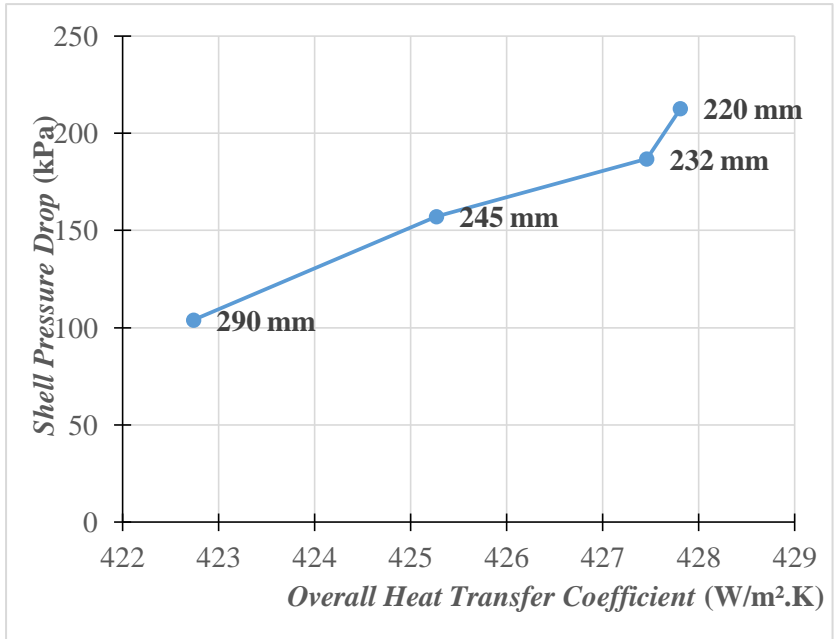
#### 4.3 Analisa sensitivitas

Analisa sensitivitas berfungsi untuk mengetahui pengaruh perubahan variable (sudut *helical baffle* dan *baffle spacing*) terhadap nilai fungsi objektif yang dioptimisasi (*overall heat transfer coefficient*) dan *constrain* (*shell pressure drop*). Dalam melakukan analisa sensitivitas, dilakukan empat sudut variasi *baffle spacing* dengan sudut 0°. Gambar- gambar grafik analisa sensitivitas untuk masing-masing *heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 4.1 hingga gambar 4.4



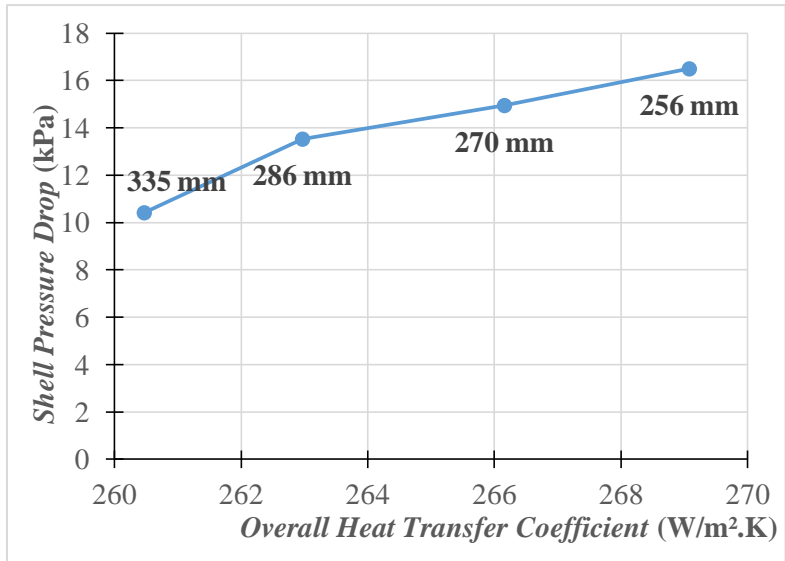
**Gambar 4.1** Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-03

Gambar 4.1 di atas menunjukkan grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-03. Perubahan *baffle spacing* dengan nilai sama, yaitu 325 mm, 270 mm, 254 mm, dan 241 mm. dari gambar 4.1 dapat dilihat bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat.



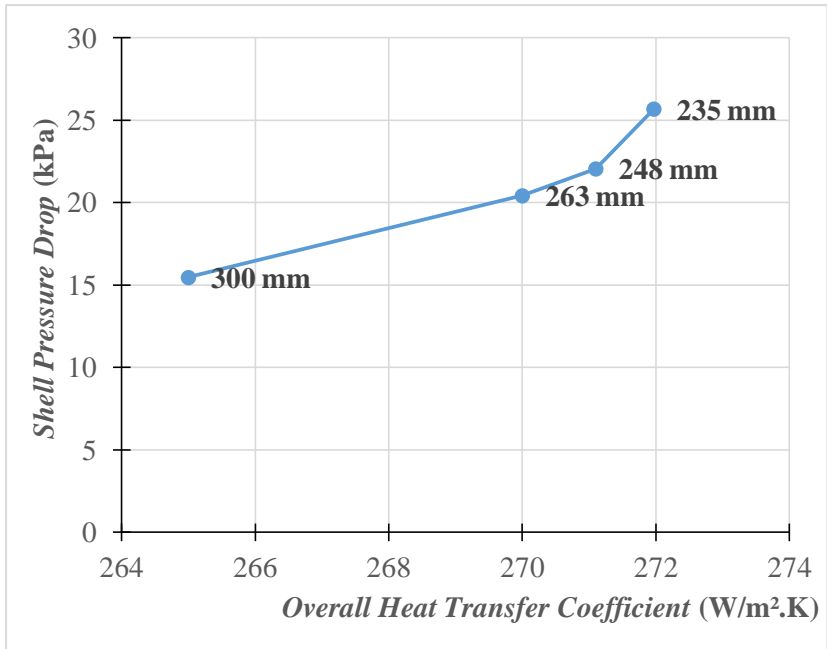
**Gambar 4.2** Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-04

Gambar 4.2 di atas adalah grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-04. Dalam melakukan analisa sensitivitas dilakukan perubahan *baffle spacing* dengan nilai yang sama, yaitu 290 mm, 245 mm, 232 mm, dan 220 mm. Dari Gambar 4.2 dapat diketahui bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis.



**Gambar 4.3** Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-05

Gambar 4.3 di atas merupakan grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-05. Dilakukan perubahan nilai *baffle spacing* yang sama, yaitu 335 mm, 286 mm, 270 mm, dan 256 mm. Desain awal dari *heat exchanger* dengan *twisted tape* ditunjukkan dengan sudut  $0^\circ$ . Gambar 4.3 menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut  $0^\circ$ , pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis.



**Gambar 4.4** Grafik analisa sensitivitas untuk E-1-06

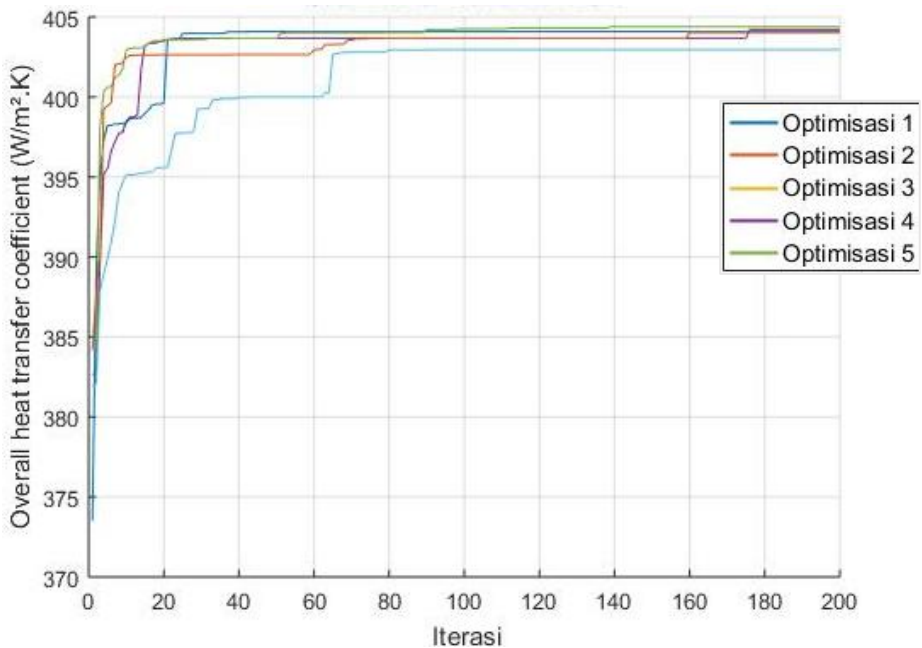
Gambar 4.4 di atas adalah grafik analisa sensitivitas untuk E-1-06. Dalam melakukan analisa sensitivitas dilakukan perubahan *baffle spacing* dengan nilai yang sama, yaitu 300 mm, 263 mm, 248 mm, dan 235 mm. Sudut  $0^\circ$  menunjukkan desain awal heat exchanger dengan *twisted tape*. Gambar 4.4 menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut  $0^\circ$ , pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis.

Gambar 4.1 hingga Gambar 4.4 di atas menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient* naik, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan naik.

#### **4.4 Optimisasi Desain *Heat Exchanger***

##### **4.4.1 Hasil Optimisasi Desain *Heat Exchanger* dengan Metode GA**

Optimisasi *heat exchanger* dilakukan dengan menggunakan metode *Genetic Algorithm* (GA). GA dikatakan mencapai optimum apabila pada beberapa iterasi terakhir tidak terdapat perubahan nilai fungsi objektif. Optimisasi dengan metode GA mempunyai sifat acak mengikuti pola makhluk hidup melakukan generasi. Untuk memastikan hasil yang global optimum, maka optimisasi dilakukan lima kali pada masing-masing *heat exchanger*. Hasil perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk setiap *heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 4.5 hingga Gambar 4.8.

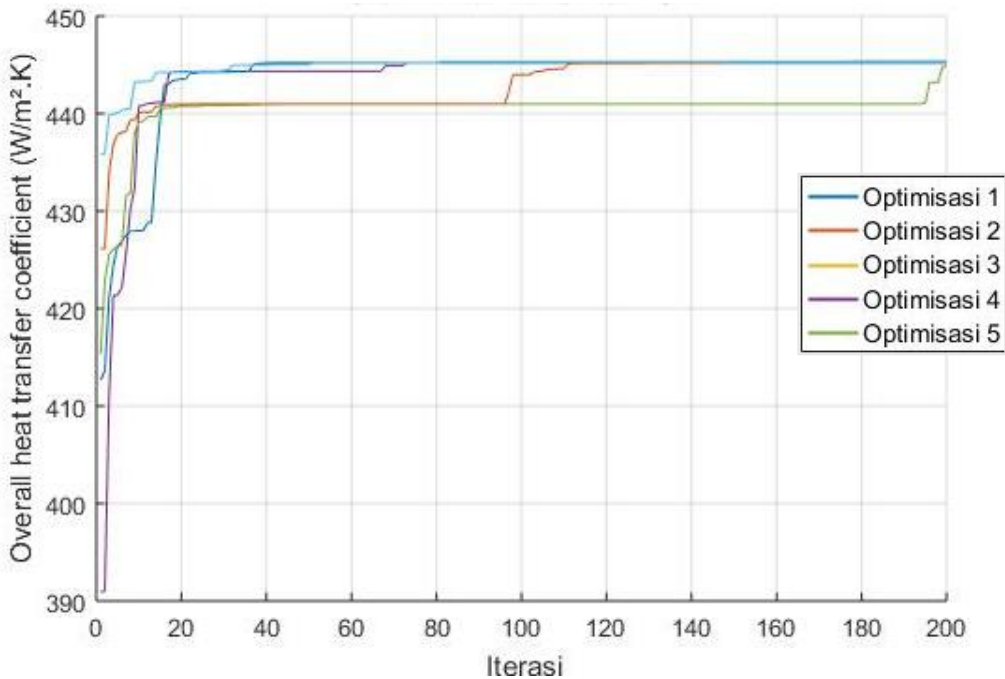


**Gambar 4.5** Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *Heat Exchanger* E-1-03

Gambar 4.5 menunjukkan hasil maksimum fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *heat exchanger* E-1-03. Proses optimisasi dilakukan sebanyak lima kali dengan jumlah iterasi sebanyak 200, untuk memastikan tidak ada perubahan pada nilai akhir dari fungsi objektif. Hal ini ditandai dengan adanya garis linier pada iterasi terakhir. Pada optimisasi ini ada 3 variabel desain yang digunakan yaitu *baffle spacing* ( $L_{bc}$ ), *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ). Dari



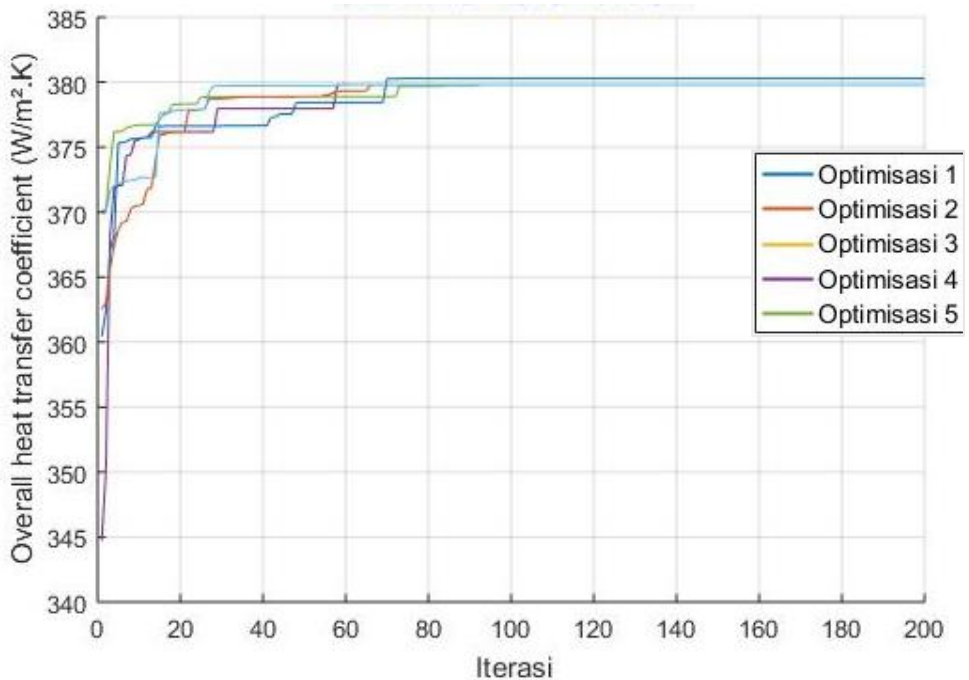
optimisasi yang dilakukan sebanyak lima kali, hasil nilai maksimum dari fungsi objektifnya diperoleh sebesar 404.3923, dimana hasil dari fungsi objektif tersebut merupakan nilai *overall heat transfer coefficient* yang maksimum. Masing-masing optimisasi akan mempunyai nilai yang tetap pada saat iterasi 180 hingga 200.



**Gambar 4.6** Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *Heat Exchanger* E-1-04

Gambar 4.6 menunjukkan hasil maksimum fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *heat exchanger* E-1-04. Proses

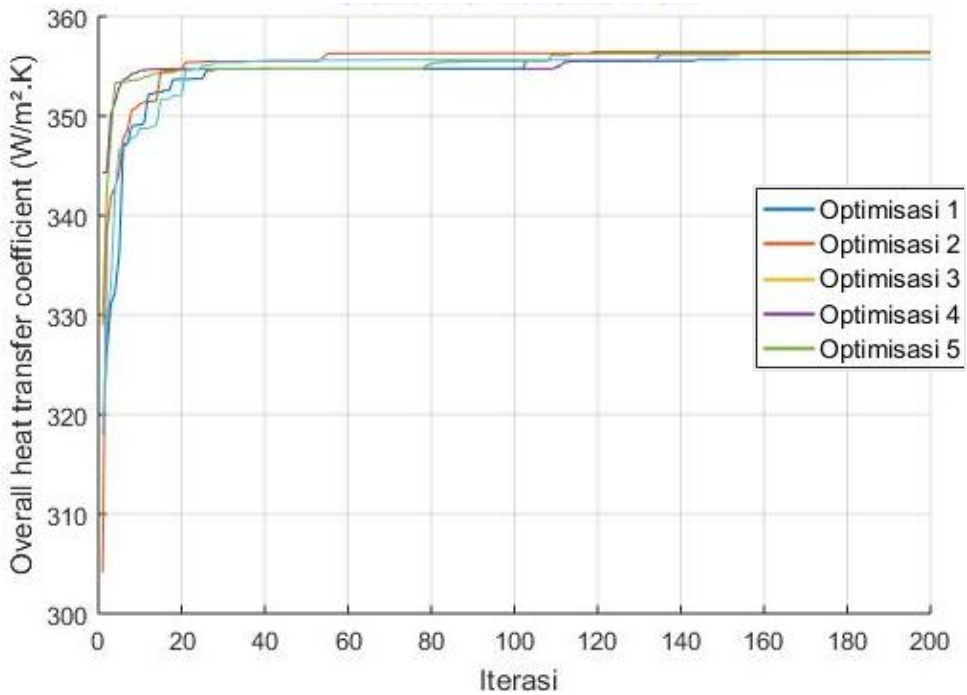
optimisasi dilakukan sebanyak lima kali dengan jumlah iterasi sebanyak 200, untuk memastikan tidak ada perubahan pada nilai akhir dari fungsi objektif. Hal ini ditandai dengan adanya garis linier pada iterasi terakhir. Pada optimisasi ini ada 3 variabel desain yang digunakan yaitu *baffle spacing* ( $Lbc$ ), *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ). Dari optimisasi yang dilakukan sebanyak lima kali, hasil nilai maksimum dari fungsi objektifnya diperoleh sebesar 445.3273, dimana hasil dari fungsi objektif tersebut merupakan nilai *overall heat transfer coefficient* yang maksimum. Masing-masing optimisasi akan mempunyai nilai yang tetap pada saat iterasi 190 hingga 200.



**Gambar 4.7** Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *Heat Exchanger* E-1-05

Gambar 4.7 menunjukkan hasil maksimum fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *heat exchanger* E-1-05. Proses optimisasi dilakukan sebanyak lima kali dengan jumlah iterasi sebanyak 200, untuk memastikan tidak ada perubahan pada nilai akhir dari fungsi objektif. Hal ini ditandai dengan adanya garis linier pada iterasi terakhir. Pada optimisasi ini ada 3 variabel

desain yang digunakan yaitu *baffle spacing* ( $L_{bc}$ ), *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ). Dari optimisasi yang dilakukan sebanyak lima kali, hasil nilai maksimum dari fungsi objektifnya diperoleh sebesar 379.7992, dimana hasil dari fungsi objektif tersebut merupakan nilai *overall heat transfer coefficient* yang maksimum. Masing-masing optimisasi akan mempunyai nilai yang tetap pada saat iterasi 80 hingga 200.



**Gambar 4.8** Grafik perubahan fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *Heat Exchanger* E-1-06

Gambar 4. 12 menunjukkan hasil maksimum fungsi objektif pada setiap iterasi untuk *heat exchanger* E-1-06. Proses optimisasi dilakukan sebanyak lima kali dengan jumlah iterasi sebanyak 200, untuk memastikan tidak ada perubahan pada nilai akhir dari fungsi objektif. Hal ini ditandai dengan adanya garis linier pada iterasi terakhir. Pada optimisasi ini ada 3 variabel desain yang digunakan yaitu *baffle spacing* ( $L_{bc}$ ), *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ). Dari

optimisasi yang dilakukan sebanyak lima kali, hasil nilai maksimum dari fungsi objektifnya diperoleh sebesar 355.5420, dimana hasil dari fungsi objektif tersebut merupakan nilai *overall heat transfer coefficient* yang maksimum. Masing-masing optimisasi akan mempunyai nilai yang tetap pada saat iterasi 160 hingga 200.

Dari Gambar 4.5 sampai Gambar 4.8 menunjukkan bahwa nilai maksimum fungsi objektif pada setiap *heat exchanger* berbeda-beda, dan iterasi yang dihasilkan pada setiap *heat exchanger* juga berbeda-beda tetapi berakhir pada iterasi yang sama yaitu 200. Nilai maksimum dari 3 variabel pada setiap *heat exchanger* E-1-03 nilai *Thickness of twisted tape* ( $\delta$ ), dan *Half pitch of twisted tape* ( $H$ ) mendapatkan hasil yang berbeda dengan *heat exchanger* E-1-04, E-1-05, dan E-1-06, tetapi perbedaan nilai tersebut tidak terlalu jauh selisihnya.

**Tabel 4.5** Nilai maksimum dari 3 variabel desain sisi *tube* untuk *heat exchanger* E-1-03 sampai *heat exchanger* E-1-06

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Baffle Spacing (Lbc)</i> (mm)	<i>Thickness of Twisted Tape</i> ( $\delta$ ) (mm)	<i>Half Pitch of Twisted Tape</i> ( $H$ ) (mm)
E-1-03	251	0.3457	99.829

E-1-04	251	0.1641	91.250
E-1-05	251	0.3281	93.438
E-1-06	251	0.2747	98.771

#### 4.4.2 Hasil Perbandingan antara Sebelum dan Sesudah Optimisasi untuk Setiap Desain *Heat Exchanger*

Pada optimisasi desain *heat exchanger*, *objective function* untuk memaksimalkan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ), dengan *constraint*  $Q$  yang dioptimisasi sama dengan  $Q$  desain *heat exchanger*, serta *pressure drop* ( $\Delta P$ ) hasil optimisasi lebih kecil dari *pressure drop* ( $\Delta P$ ) desain *heat exchanger*. Perbandingan nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ), *heat duty* ( $Q$ ), dan *pressure drop* ( $\Delta P$ ) sebelum dan sesudah optimisasi dapat dilihat pada Tabel 4.5.

**Tabel 4.6.** Perbandingan nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ), *heat duty* ( $Q$ ), dan *pressure drop* ( $\Delta P$ ) sebelum dan sesudah optimisasi untuk semua *heat exchanger*.

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
1	<i>Heat Exchanger</i>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	371.45	378.35	0.02

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
	<b>E-1-03</b>	$Q$ (kW)	9040	8875	-0.02
		$\Delta P_s$ (kPa)	50.99	50.04	-0.02
		$\Delta P_t$ (kPa)	36.00	27.88	-0.29
<b>2</b>	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-04</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	385.22	391.12	0.02
		$Q$ (kW)	3931	3871	-0.02
		$\Delta P_s$ (kPa)	65.09	63.92	-0.02
		$\Delta P_t$ (kPa)	38.14	29.49	-0.29
<b>3</b>	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-05</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	282.18	2866.07	0.01
		$Q$ (kW)	7286	7183	-0.01
		$\Delta P_s$ (kPa)	5.39	5.28	-0.02
		$\Delta P_t$ (kPa)	11.45	9.04	-0.27
<b>4</b>	<i>Heat Exchanger</i>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	269.26	273.34	0.02



No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
	<b>E-1-06</b>	$Q$ (kW)	6967	6863	-0.02
		$\Delta P_s$ (kPa)	7.97	7.81	-0.02
		$\Delta P_t$ (kPa)	15.95	12.23	-0.30

Pada Tabel 4.5 menunjukkan bahwa nilai *heat duty* ( $Q$ ) tidak sama dengan *heat duty* ( $Q$ ) desain *heat exchanger* dikarenakan *nuselt number* yang digunakan di pertamina dengan yang di optimisasi tidak sama, sehingga menunjukkan desain *heat exchanger* kurang efisien.

Kenaikan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) yang dicapai disebabkan oleh *film heat transfer coefficient* ( $h$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik. *film heat transfer coefficient* ( $h$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik maka *nuselt number* ( $Nu$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik. *Nuselt number* ( $Nu$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik karena *Reynold number* ( $Re$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik. *Reynold number* ( $Re$ ) sisi *shell* dan sisi *tube* naik karena *velocity* naik. *Velocity* naik disebabkan oleh kroseksional turun.

Dilain sisi kroseksional area turun menyebabkan *pressure drop* ( $\Delta P$ ) naik. Optimisasi desain *heat exchanger* mampu mencari *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) yang terbesar tanpa

melewati *pressure drop* ( $\Delta P$ ) yang telah ditentukan. Dari penjelasan diatas, maka membutuhkan variabel baik sisi *shell* dan sisi *tube* yang menyebabkan kenaikan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) yang terbesar tanpa melewati *pressure drop* ( $\Delta P$ ).

Detail dari penjelasan di atas dapat dilihat Tabel 4.7 untuk sisi *shell* dan Tabel 4.8 untuk sisi *tube*.

**Tabel 4.7** Perbandingan *sudut helical baffle* ( $B$ ), dan jarak antar *baffle* ( $Lbc$ ) sebelum dan sesudah optimisasi pada sisi *shell* untuk semua *heat exchanger*

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
1	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-03</b>	$B$ ( $^{\circ}$ )	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
2	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-04</b>	$B$ ( $^{\circ}$ )	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
3	<i>Heat Exchanger</i>	$B$ ( $^{\circ}$ )	45	45	0
		$Lbc$	248	251	0.01

	<b>E-1-05</b>	(mm)			
<b>4</b>	<b>Heat Exchanger</b>	$B$ (°)	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
	<b>E-1-06</b>				

**Tabel 4.8.** Perbandingan *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ), dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ) sebelum dan sesudah optimisasi pada sisi *tube* untuk semua *heat exchanger*

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
<b>1</b>	<b>Heat Exchanger</b> <b>E-1-03</b>	$\delta$ (mm)	1.00	0.35	-1.85
		$H$ (mm)	69.52	99.83	0.31
<b>2</b>	<b>Heat Exchanger</b> <b>E-1-04</b>	$\delta$ (mm)	1.00	0.16	-5.25
		$H$ (mm)	69.52	91.25	0.24
<b>3</b>	<b>Heat</b>	$\delta$ (mm)	1.00	0.33	-2.03

	<b>Exchanger</b> <b>E-1-05</b>	$H$ (mm)	69.55	93.44	0.26
<b>4</b>	<b>Heat Exchanger</b> <b>E-1-06</b>	$\delta$ (mm)	1.00	0.27	-2.70
		$Lbc$ (mm)	69.52	98.77	0.29

Tabel 4.7 menunjukkan bahwa sisi *shell* diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) optimum dengan *sudut helical baffle* ( $B$ ), dan jarak antar *baffle* ( $Lbc$ ). Tabel 4.8 menunjukkan bahwa sisi *tube* diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) optimum dengan *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ), dan *half pitch of twisted tape* ( $H$ ).

Untuk semua desain *heat exchanger*, penjelasan hasil dari perbandingan sebelum dan sesudah optimisasi diatas dapat diketahui secara keseluruhan seperti pada Tabel 4.9.

**Tabel 4.9** Perbandingan antara sebelum dan sesudah optimisasi untuk desain *heat exchanger* E-1-03, E-1-04, E-1-05, dan E-1-06

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
<b>1</b>	<b>Heat</b>	$U$	371.45	378.35	0.02

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
	<b><i>Exchanger</i></b> <b>E-1-03</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)			
		$\Delta P_s$ (kPa)	50.99	50.04	-0.02
		$B$ (°)	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
		$\Delta P_t$ (kPa)	36.00	27.88	-0.29
		$\delta$ (mm)	1.00	0.35	-1.85
		$H$ (mm)	69.52	99.83	0.31
<b>2</b>	<b><i>Heat Exchanger</i></b> <b>E-1-04</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	385.22	391.12	0.02
		$\Delta P_s$ (kPa)	65.09	63.92	-0.02
		$B$ (°)	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
		$\Delta P_t$ (kPa)	38.14	29.49	-0.29

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
		$\delta$ (mm)	1.00	0.16	-5.25
		$H$ (mm)	69.52	91.25	0.24
3	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-05</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	282.18	2866.07	0.01
		$\Delta P_s$ (kPa)	5.39	5.28	-0.02
		$B$ (°)	45	45	0
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
		$\Delta P_t$ (kPa)	11.45	9.04	-0.27
		$\delta$ (mm)	1.00	0.33	-2.03
		$H$ (mm)	69.55	93.44	0.26
4	<i>Heat Exchanger</i> <b>E-1-06</b>	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	269.26	273.34	0.02
		$\Delta P_s$ (kPa)	7.97	7.81	-0.02
		$B$ (°)	45	45	0

No	Nama <i>Heat Exchanger</i>	Variabel	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
		$Lbc$ (mm)	248	251	0.01
		$\Delta P_t$ (kPa)	15.95	12.23	-0.30
		$\delta$ (mm)	1.00	0.27	-2.70
		$H$ (mm)	69.52	98.77	0.29

#### 4.4.3 Analisa Hasil Optimisasi Desain *Heat Exchanger*

Pada semua *heat exchanger*, kenaikan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) sisi *shell* disebabkan karena jarak antar *baffle* yang semakin kecil yang menyebabkan kenaikan *velocity* yaitu kenaikan *pressure drop* sisi *shell* ( $\Delta P_s$ ). Kenaikan *pressure drop* sisi *shell* ( $\Delta P_s$ ) dapat dikurangi oleh kemiringan sudut *helical baffle*.

Pada sisi *tube* kenaikan *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) disebabkan oleh penambahan *Reynold number* atau turbulensi fluida akibat pemasangan *twisted tape*. Semakin besar nilai *thickness of twisted tape* ( $\delta$ ) maka menyebabkan nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ) naik dan nilai *pressure drop* sisi *tube* ( $\Delta P_t$ ) naik juga sedangkan semakin kecil nilai *Half pitch of*

*twisted tape (H)*, maka menyebabkan nilai *overall heat transfer coefficient (U)* naik dan nilai *pressure drop sisi shell ( $\Delta P_s$ )* naik juga.



## **BAB V**

### **KESIMPULAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Adapun kesimpulan yang diambil dari tugas akhir ini yaitu:

1. Dengan mengganti tipe *tube* menjadi *Twisted tape*, mampu memberikan pengaruh *overall heat transfer*.
2. Bentuk dari *twisted tape* mampu memberikan pengaruh terhadap *shell pressure drop*.
3. Adapun variabel yang berpengaruh selain *nusselt number*, *friction factor*, dan *pressure drop* adalah variabel geometri pada *low-finned tube* seperti *fin height*, *fin thickness*, dan *number fin/m*.

#### **5.2 Saran**

Adapun saran untuk penelitian selanjut yaitu dapat menggunakan metode optimisasi lainnya, sehingga mampu mendapatkan nilai yang lebih optimal

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] E. A. Ogbonnaya, "Maintenance Optimization of a Marine Heat Exchanger Subject to Fouling," *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS)*, pp. 162-163, 2010.
- [2] Heidar Sadeghzadeh, Mehdi Aliehyaei and Marc A. Rosen, "Optimization of a Finned Shell and Tube Heat Exchanger Using a Multi-Objective Optimization Genetic Algorithm", *Sustainability* 2015
- [3] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, Second Edi. Taylor and Francis, 2013.
- [4] A. Kayode Coker, *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* No Title, Fourth Edi. Elsevier Ltd, 2015.
- [5] S. Kakac, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkji, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, Third Edit. Taylor and Francis, 2012.
- [6] S. Kakac, *Heat Exchanger Selection, Rating , and Thermal Design*, London: Taylor & Francis Group, 2012.
- [7] T. E. M. Association, "*Standards of Tubular Exchanger Manufacture Association*," Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, 2007.
- [8] W. Noothong, S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube. in: *Proceedings of the 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)*, Bangkok, Thailand, 21–23 November 2006.
- [9] S.N. Sarada, A.V.S.R. Raju, K.K. Radha, L.S. Sunder, Enhancement of heat transfer using varying

- width twisted tape inserts, *Int. J. Eng. Sci. Technol.* 2 (2010).
- [10] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, C. Thianpong, Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 34 (2010).
- [11] M. Alenazi, "Genetic Algorithm by using MATLAB Program," *International Journal of Advanced Research in Computer and Communication Engineering* vol. 4, issue 11, pp 326-329, November 2015



Penulis lahir di Bontang, 2 Desember 1992, Indonesia dan merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis bertempat tinggal di jalan Kutilang Blok X Nomor 17 Bontang, Kalimantan Timur. Pada Tahun 1999 penulis mengenyam pendidikan di SD-2-YPK Bontang, selanjutnya pada tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan di SMP YPK Bontang, dan setelah lulus pada 2008, melanjutkan ke SMA YPK. Pada tahun 2011, penulis melanjutkan jenjang pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya di Departemen Teknik Fisika dan lulus pada tahun 2018.

Penulis telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi anggota Himpunan Mahasiswa Teknik Fisika. Penulis telah aktif dalam berbagai kegiatan kampus seperti mengikuti berbagai pelatihan diantaranya pelatihan karya tulis ilmiah, robotika, dan pada tahun 2012 penulis menjadi panitia acara tahunan Teknik Fisika yaitu Engineering Physics Week 2012.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami mengenai bidang instrumentasi dan kontrol. Pada Juli 2018 penulis telah menyelesaikan tugas akhir dengan judul **Optimisasi Pada *Design Heat Exchanger Tipe Shell and Tube* MENUNGGAKAN *Twisted Tape*** .

Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui email dibawah ini.

[Diswanto11@gmail.com](mailto:Diswanto11@gmail.com)